

Abbildung 5.22 a-f: PIV Analyse der Schalldämpferströmung

Wie man erkennen kann, gibt es bei einem oberflächendichten Schalldämpfer (wall) tatsächlich die ausgeprägtesten Nachlaufdellen. Diese ziehen sich mit großer Amplitude bis zur nächsten Reihe und können somit mit dieser wechselwirken. Bei größer werdender Porosität, z.B. 45ppi, verflachen die Nachlaufdellen, sind aber noch deutlich zu erkennen. Im statistischen Mittel der ca. 100 Einzelbilder lässt sich eine Tendenz zu kleiner werdenden Amplituden bis hin zur Verflachung der Nachlaufdelle bei 15ppi beschreiben.

5.2.3 Numerische Ergebnisse der Dynamic-Mesh Methode (DYNM)

Beim Durchströmen der 1. Reihe der Schalldämpfer bildet sich aufgrund der Strömungsablösung hinter dem Schalldämpfer eine sogenannte Nachlaufdelle. Die abgelösten Wirbel der Nachlaufdelle treffen periodisch auf die 2. Reihe der Schalldämpfer. Diese veranlassen zu einem periodischen Ablösung der Grenzschichten an der Schalldämpferoberfläche, zum anderen führen sie zur Schwingungserregung wie in Kapitel 2 beschrieben. Zu erwähnen sei an dieser Stelle, dass das Problem auf eine 2-D Anordnung beschränkt sein soll und die Auslenkung im Amplitudenmaximum des ersten Modus modelliert werden soll. Man muss sich allerdings klar machen, dass die einzelne Schalldämpferkulissee ca. 5m hoch ist und damit eine gewaltige Angriffsfläche für die Strömung bildet und somit selbst eine geringe Änderung des dynamischen Drucks in y-Richtung eine große Kraft hervorruft. Als Folge davon fangen die Schalldämpfer nach einem bestimmten Zeitraum an zu schwingen (Einschwingvorgang). Die Schwingungsbewegung wird bei FLUENT mittels der Dynamic-Mesh-Methode simuliert. Die Bewegung wird linear mit konstanter Amplitude und Geschwindigkeit idealisiert. Die Berechnungen erfolgen zeitabhängig, da die Dynamic-Mesh-Methode nur instationär berechenbar ist.

Modellvergleich

Aufgrund des Problems bei der dynamischen Netzerzeugung wird eine Vereinfachung an der Geometrie vorgenommen (siehe Kapitel 3.3). In Abbildung 5.23 und 5.24 sind die Simulationsergebnisse der eigentlichen Geometrie und der vereinfachten Geometrie gegenüber gestellt. Diese sind zunächst stationär berechnet worden um die Ergebnisse vergleichen zu können und etwaige Unterschiede zu identifizieren. Auffallend ist, dass die Geschwindigkeitsverteilung in der ganzen Zone ähnlich ist und nur im Wandbereich der

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

2.Reihe aufgrund der fehlenden Verengung ein anderes Geschwindigkeitsfeld vorliegt. Dies scheint aber keinerlei augenfällige Auswirkung zu haben.

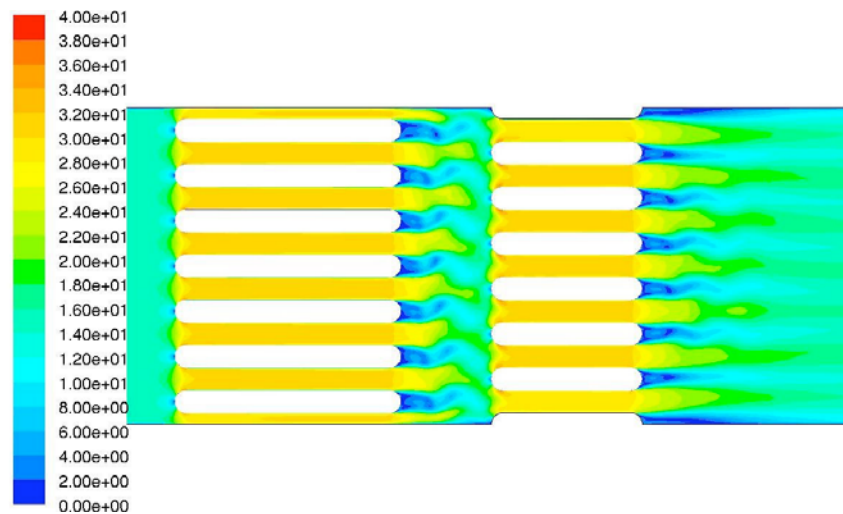


Abbildung 5.23: Geschwindigkeitskonturen am eigentlichen Modell, in m/s

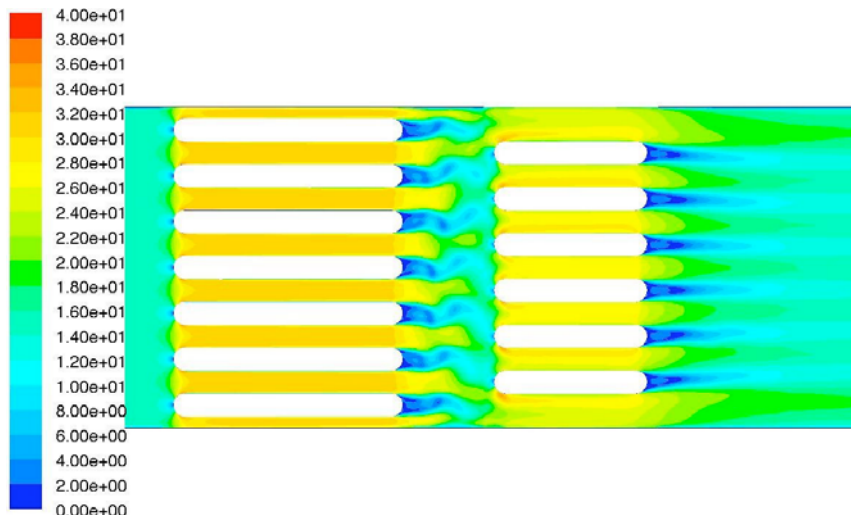


Abbildung 5.24: Geschwindigkeitsverlauf an der vereinfachten Geometrie, in m/s

Vergleichen wir die Druckverläufe über dem Querschnitt vor dem Schalldämpfer, im Raum zwischen den Schalldämpfern und hinter dem zweiten Schalldämpfer, so erkennt man, dass die Totaldrücke im Einlauf bei beiden Geometrien etwa auf dem gleichen Niveau sind (siehe Abb. 5.25). Hierbei entspricht die schwarze Linie der ursprünglichen Geometrie, die rote der vereinfachten Geometrie. Der Totaldruckverlauf vor dem Schalldämpfer ist bei vereinfachter Geometrie etwas geringer als bei normaler Geometrie, da die durchströmte Fläche natürlich geringfügig verändert wurde.

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

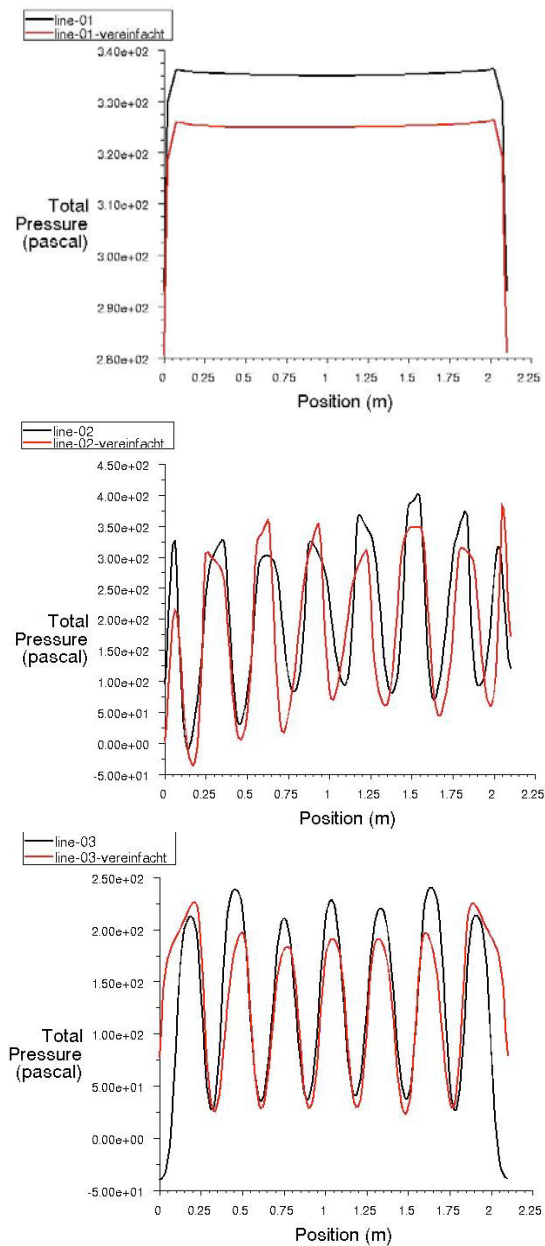


Abbildung 5.25 a - c: Totaldruckverlauf über dem Querschnitt vor dem Schalldämpfer (a), zwischen den Schalldämpfern (b) und hinter dem Schalldämpfer (c).

Im Abbildung 5.26 erkennt man, dass der statische Verlustbeiwert um den Schalldämpfer bei beiden Geometrien fast identische Werte ergibt. Der obere Wandbereich, weicht hier etwas ab was auf die fehlende Versperrung an der Wand zurückzuführen ist (Punkte 3 - 6). Es zeigt sich, dass die Drücke hier etwas kleiner als die von der eigentlichen Geometrie sind.

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

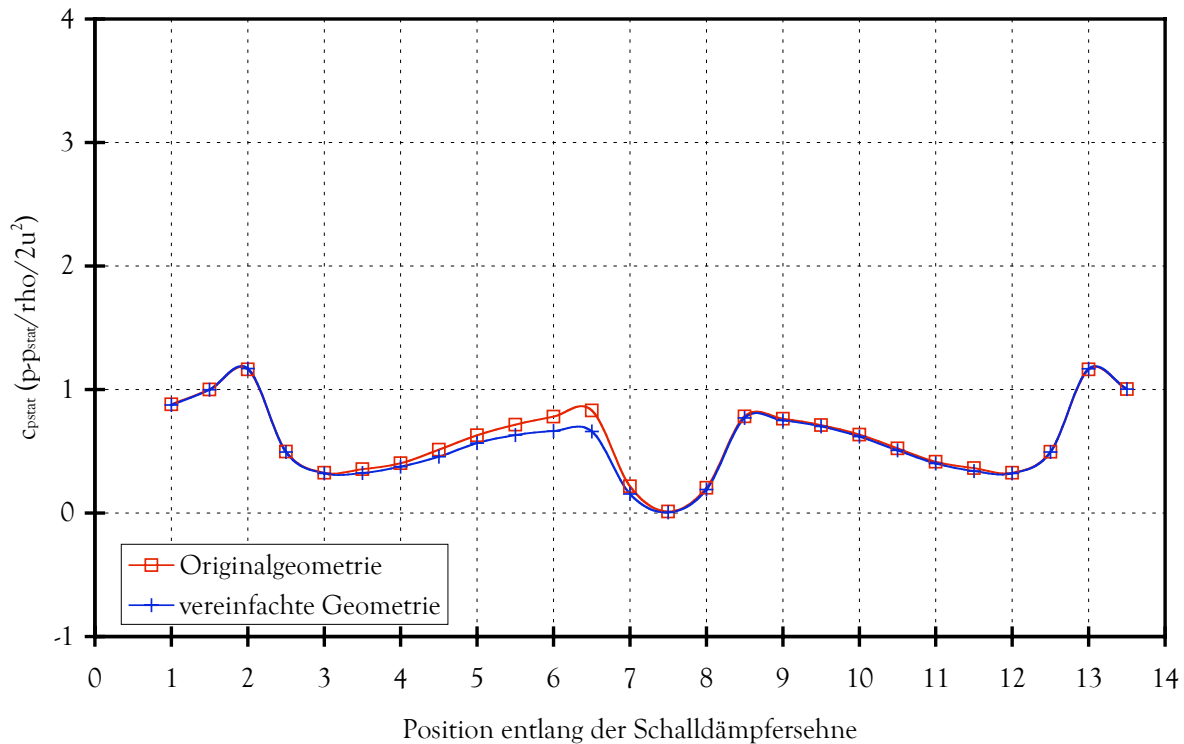


Abbildung 5.26: Statische Drücke um den Schalldämpfer: Modellvergleich

Die geschlossenen Schalldämpfer

Wie im Kapitel 5.2 werden in diesem Kapitel die Untersuchungen für verschiedene Fälle vorgenommen. Zunächst wird aber die Strömung bei geschlossenem Schalldämpfer modelliert.

Strömungsvorgänge

Die Strömungsvorgänge sind mit denen der in Kapitel 5.2 beschriebenen stationären Berechnungen vergleichbar. Allerdings entsteht nun aufgrund der Bewegung ein Druckmaximum in dem sich bewegenden Bereich zwischen der Außenwand und den zugewandten Kulissen. Anschaulich kann man in den unten dargestellten Bildern (Abbildung 5.27 a-h) erkennen, dass diese lokale Zone großer Geschwindigkeit sich während der Bewegung der Schalldämpfer ändert. Somit schwankt auch der dynamische Druck in diesem Bereich. Die unten gemachte Berechnung wurde entsprechend der eingestellten Geschwindigkeit und Frequenz entsprechend Anhang 10.2.5 durchgeführt.

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

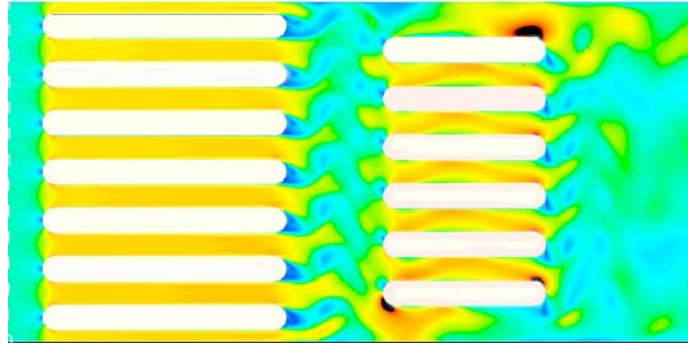
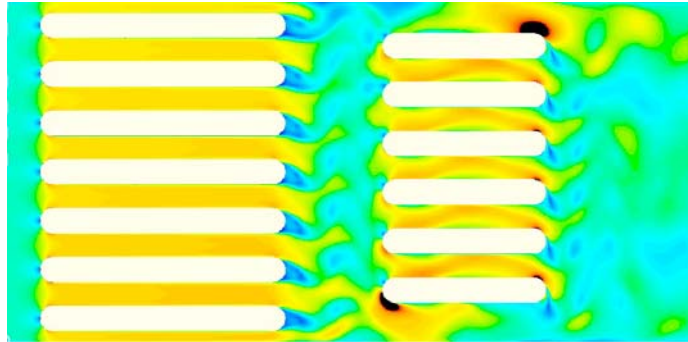
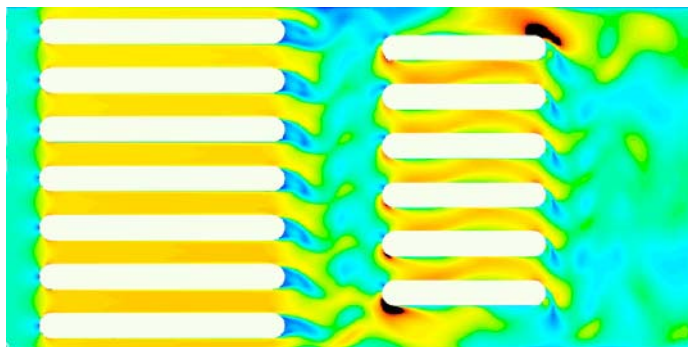


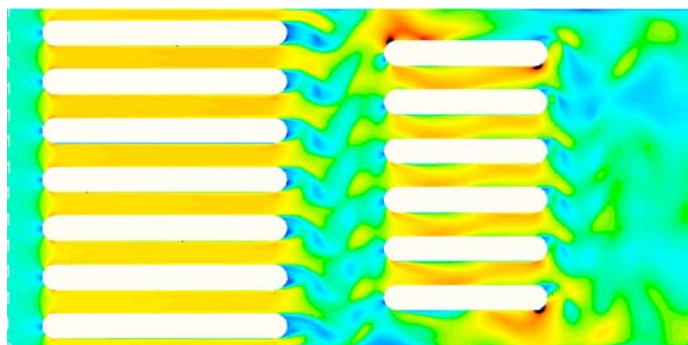
Abbildung 5.27a: geschlossener Schalldämpfer in der Startposition, v in m/s



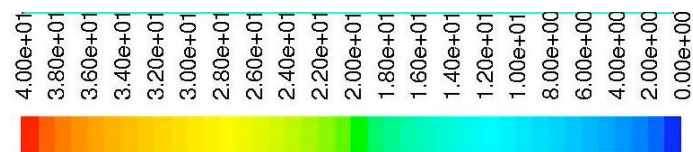
b: g. Schalldämpfer nach oben bewegend



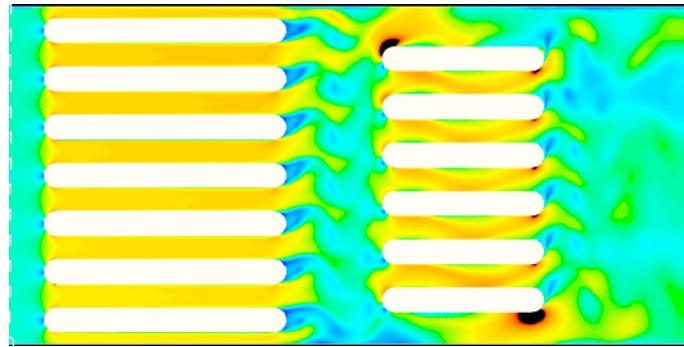
c: g. Schalldämpfer den höchsten Punkt erreichend



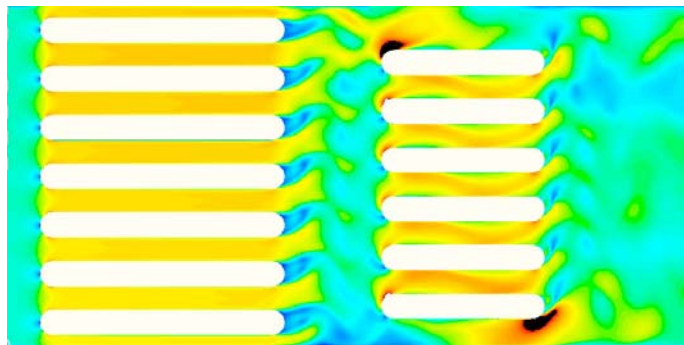
d: g. Schalldämpfer nach unten bewegend



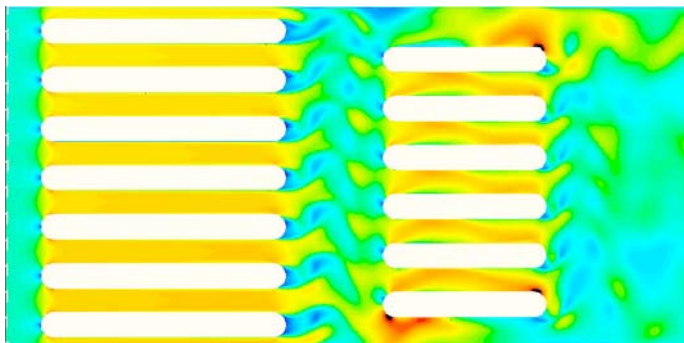
5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen



e: g. Schalldämpfer wieder an der Startposition zurück



f: g. Schalldämpfer den tiefsten Punkt erreichend



g: g. Schalldämpfer zurück nach oben bewegend

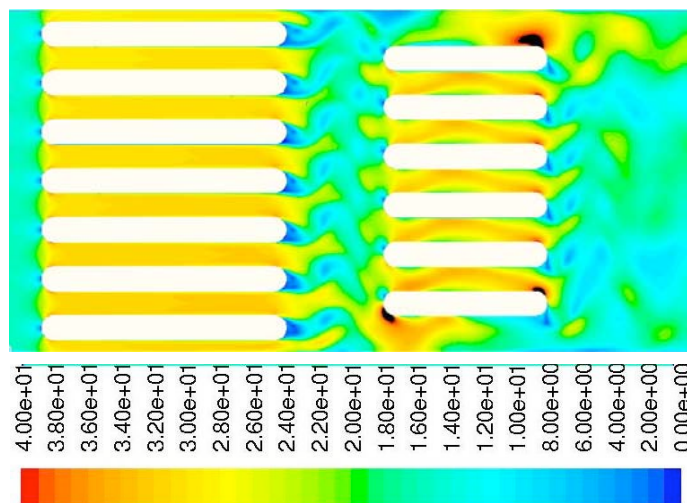


Abbildung 5.27h: geschlossener Schalldämpfer wieder an der Startposition zurück, v in m/s

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

Ausbildung von Wirbeln und Nachlaufgebieten

Die aufgrund der Strömungsablösung entstehenden Wirbel hinter dem Schalldämpfer lösen sich periodisch von der Hinterkante ab. Dies kann man sehr gut in oben dargestellten Bildern erkennen. Zusätzlich bewirken die Wirbel eine frühere Strömungsablösung an der hinteren Reihe der Schalldämpfer. Man ist zusätzlich in der Lage, über die Geschwindigkeit und die Streckenlänge die Ablösefrequenz und die Amplitude zu berechnen. In oben gezeigten Geschwindigkeitsplots kann man den daraus resultierenden periodischen Geschwindigkeitsanstieg erkennen, daraus resultiert eine Schwankung des dynamischen Drucks. Diese ist entlang der oberen äusseren Kulissen der ersten und zweiten Reihe, zwischen Wand und Kulisse, in Abbildung 5.28 a-f aufgetragen. Deutlich sind die Druckspitzen, welche in dem bewegten System entstehen, zu erkennen.

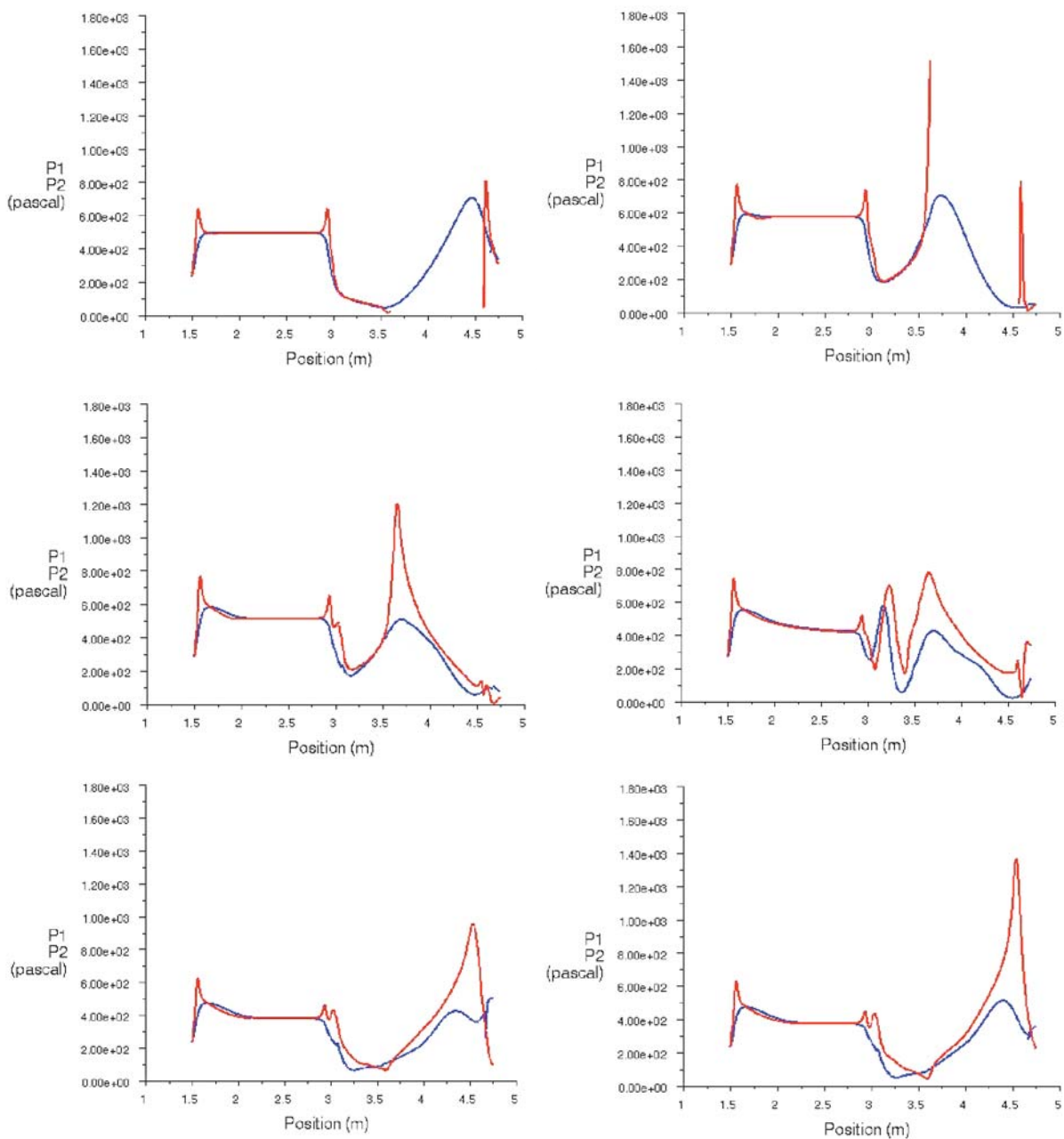


Abbildung 5.28 a-f: Druckschwankung zwischen der äussersten Kulisse und der Kanalwand

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

Die dargestellten Verläufe sind innerhalb einer Schwingungsperiode der Schalldämpferelemente aufgenommen sind und entsprechen jeweils $1/6 T$ (bezogen auf die angegebene Frequenz in 10.2.5).

Die porösen Schalldämpfer

Aufgrund des großen numerischen Aufwands wird die Untersuchung hier nur bei den Schalldämpfern mit mittlerer und kleinster Porosität (60-PPI und 90-PPI) durchgeführt.

Strömungsvorgänge

Auch hier sind die Strömungsvorgänge sehr ähnlich, wie schon im vorherigen Kapitel besprochen. Auf der Schalldämpferoberfläche bildet sich ein Fluidfilm. Je nachdem welcher Widerstand vorherrscht, zeigt sich eine unterschiedliche Eindringtiefe in den Schalldämpfer. Man kann erkennen, dass sich in den bewegten Schalldämpfern (Parameter siehe 10.2.5) die Geschwindigkeitskonturen während der Bewegung in Richtung des geringsten Widerstandes ändern. Dies ist bei den zur Wand liegenden Kulissen, oben und unten sichtbar und in dem Fall wenn die Kanalströmung der ersten Reihe nicht symmetrisch auf eine Kulisse der zweiten Reihe trifft (siehe Abbildung 5.29 a-h, Abb. 5.29a - rote Pfeile).

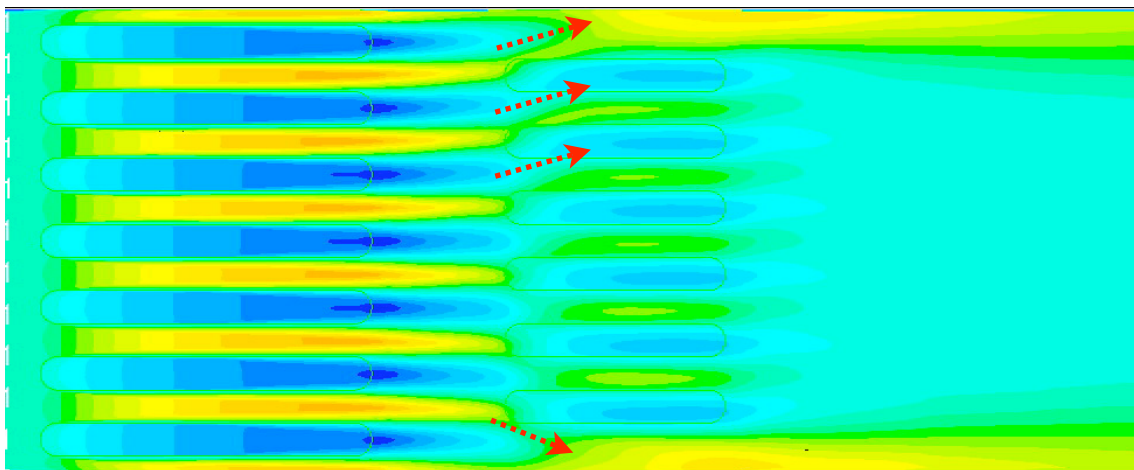
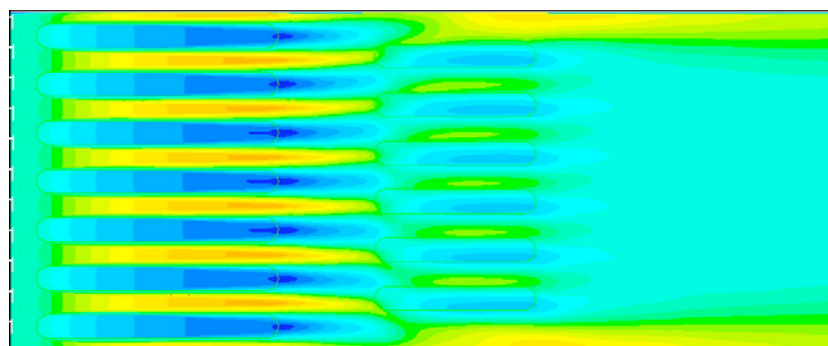
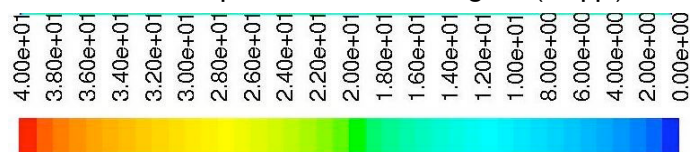


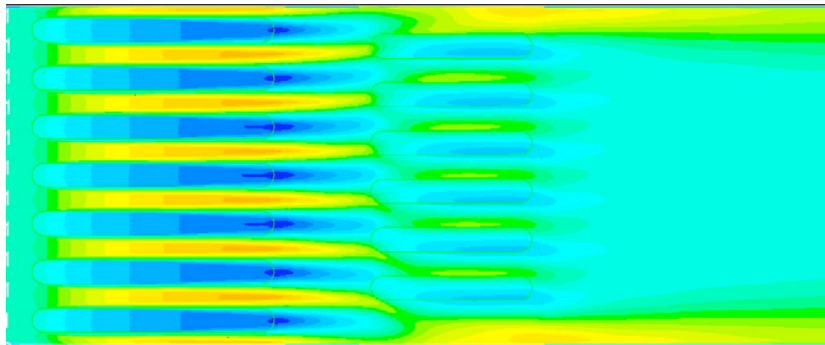
Abbildung 5.29a: Geschwindigkeitskontur des Schalldämpfers an der Startposition (60 ppi), v in m/s



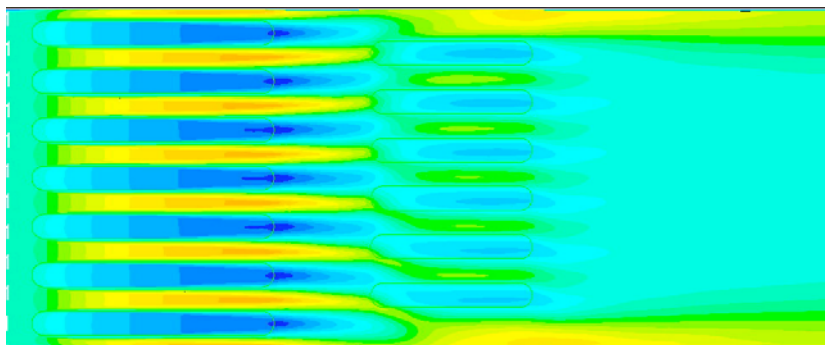
b: Schalldämpfer nach oben bewegend (60 ppi)



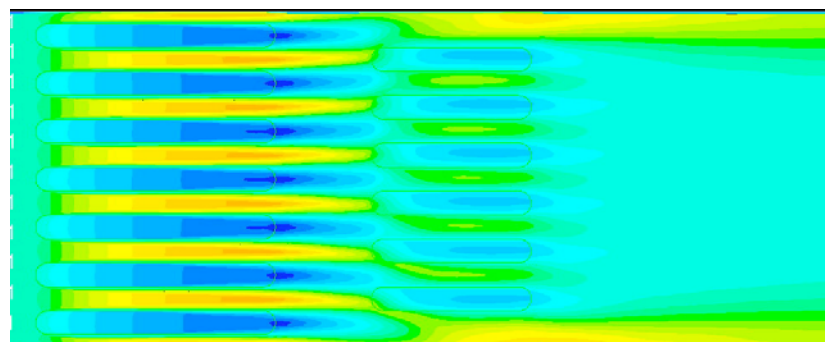
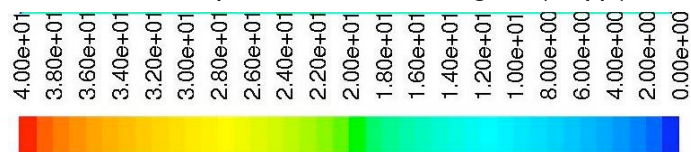
5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen



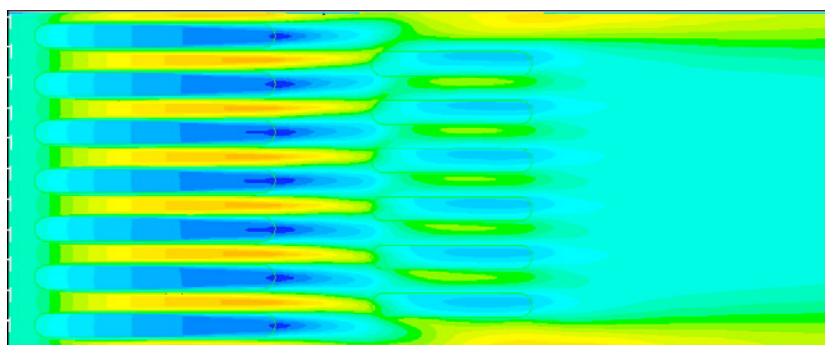
c: Schalldämpfer den höchsten Punkt erreichend (60 ppi)



d: Schalldämpfer nach unten bewegend (60 ppi)



e: Schalldämpfer wieder an der Startposition zurück (60 ppi)



f: Schalldämpfer nach unten bewegend (60 ppi)

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

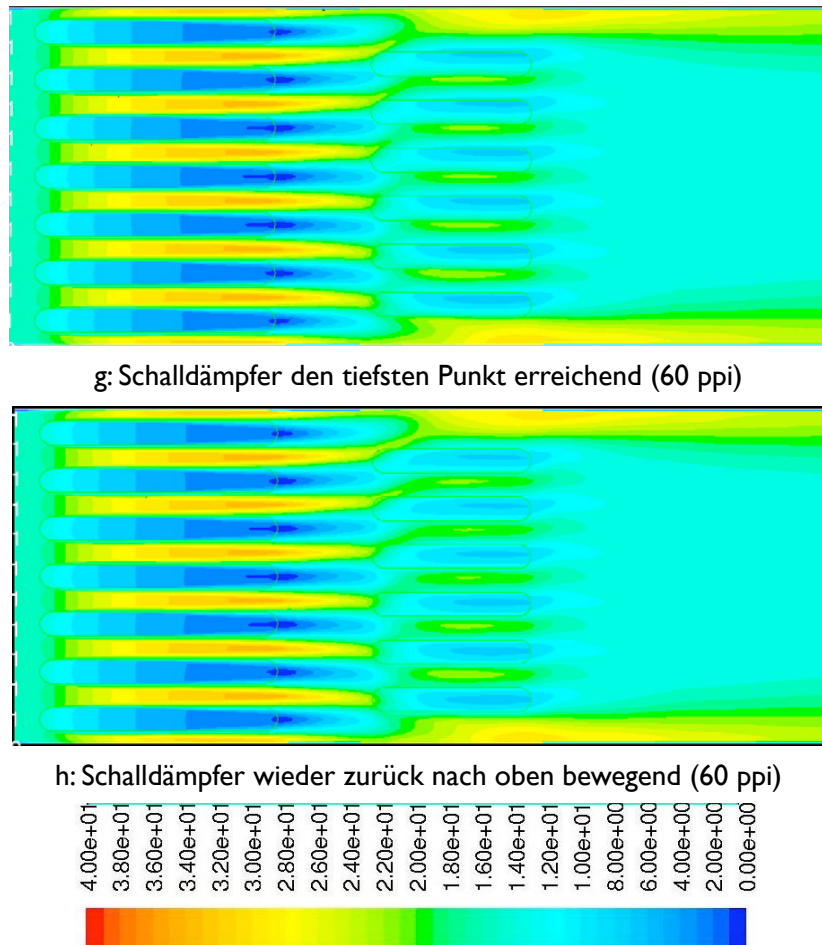


Abbildung 5.29 a-h: Instationäre Simulation von porösen Schalldämpfern

Ausbildung von Wirbeln und Nachlaufgebieten

Wie schon aus der stationären Rechnung bekannt, bilden sich auch bei der dynamischen Rechnung hinter dem Schalldämpfer keine Wirbel aus, sondern nur Gebiete mit geringerer Strömungsgeschwindigkeit. Wie man in den obigen Bildern (Abbildung 5.29a-h) sieht, gibt es nur geringfügige Änderungen der Nachläufe hinter dem Schalldämpfer aufgrund der Bewegung. Augenscheinlich ist nur, dass die Hauptströmung der Bewegung folgt, und somit eigentlich auf einer Stromlinie von Reihe 1 auf Reihe 2 überwechselt.

Simulationsergebnisse

Wie im stationären Fall, werden nach den Berechnungen die Ergebnisse der geschlossenen Schalldämpfer und der porösen Schalldämpfer zusammengestellt.

Statischer Druck um den Schalldämpfer

Tragen wir wieder die statischen Drücke um den Schalldämpfer in der Reihe 1 auf, so zeigt sich, dass die Verläufe auch hier dem stationären Fall sehr ähnlich sind. Das bedeutet, dass die Vibration der hinteren Reihe der Schalldämpfer nur eine geringfügige Wirkung auf die Druckänderung hat.

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

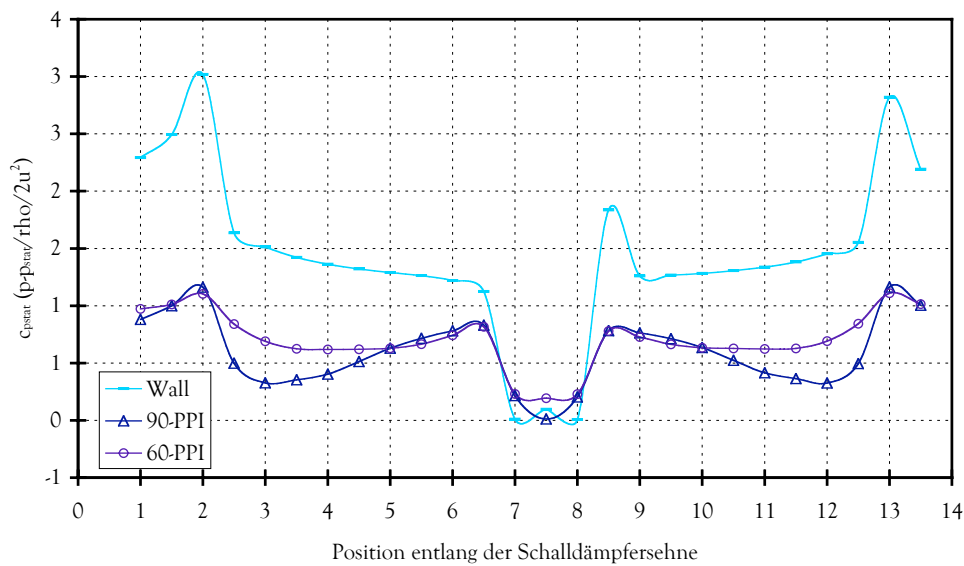


Abbildung 5.30: Statische Drücke um den Schalldämpfer (zeitlich gemittelt)

Unterschiede in den statischen Druckkonturen

In Abbildung 5.30 und 5.31 sind die statischen Druckkonturen beim geschlossenen Schalldämpfer und porösen Schalldämpfer dargestellt. Man erkennt, dass im Fall des geschlossenen Schalldämpfers eine starke Druckschwankung in der bewegten Zone (siehe Abb. 3.12) existiert, während beim porösen Schalldämpfer diese gleichmäßig über den Querschnitt und entlang der Schalldämpfer verläuft.⁸

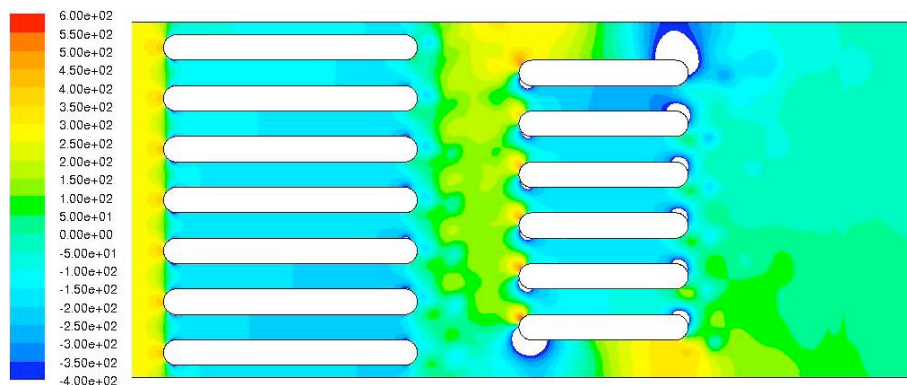


Abbildung 5.31: Statische Druckkonturen beim geschlossenen Schalldämpfer

⁸ Man erkennt den Unterschied zwischen den geschlossenen und den porösen Schalldämpfern bezogen auf den schalldämmenden Effekt. Dieser ist bei porösen Schalldämpfern besser als beim geschlossenen Schalldämpfer, weil hier nur eine geringfügige Druckschwankung zu sehen ist.

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

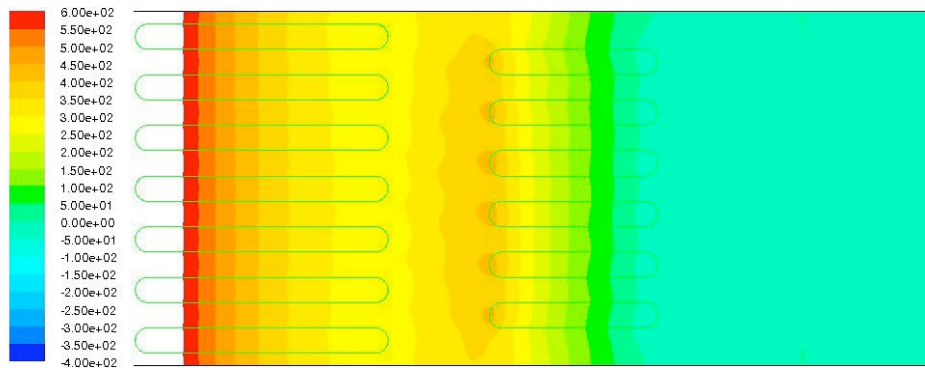


Abbildung 5.32: Statische Druckkonturen beim porösen Schalldämpfer (90-PPI)

Ergebnis

Aus den gemachten Untersuchungen lässt sich nun feststellen, dass die Durchströmung poröser Schalldämpferkulissen im statischen Fall von der Numerik gut wiedergegeben werden kann. Hier muss aufgrund der Besonderheit der Geometrie (poröses Medium mit Strömungskanälen dazwischen) aber eine gewisse Vorsicht an den Tag gelegt werden. Man kann zwar das Eindringen der Strömung in den Schalldämpfer simulieren, auch werden die Nachläufe gemäß der Theorie angezeigt, was aber nicht gezeigt werden konnte war eine Kopplung von Druckverlust und Einfluss des porösen Materials. Hier muss man diametrale Ergebnisse miteinander kombinieren um daraus physikalisch sinnvolle Schlussfolgerungen zu ziehen. Somit muss man eine Optimierung hinsichtlich des Durchströmverhaltens normal zur Hauptströmungsrichtung, mit dem Druckverlustverhalten und damit dem Verdrängungsverhalten der Schalldämpfer in Strömungsrichtung kombinieren.

Die instationäre Berechnung zeigt nun, dass eine Schwingungsanregung der geschlossenen Schalldämpfer eine ungewünschte Situation darstellt. Dies kann zum Beispiel der Fall sein, wenn das Absorptionsmedium eine zu hohe Stopfdichte oder eine geschlossene Oberfläche durch eine Rieselschutzfolie, Oberflächenverschmutzung oder aber Wassereinbindung erfährt. Das führt dann bei gegebenen Geschwindigkeiten zur verstärkten Schwingungsanregungen. Leider konnte aufgrund der Berechnungsweise des Solvers bei instationären Rechnungen mit porösen Materialien kein Effekt festgestellt werden. Am Anfang war die Idee aufgekommen in der Berechnung einen Umschlagpunkt ausmachen zu können, an dem die Druckmaxima durch das poröse Material abgebaut werden können. Dieser hat sich nicht gefunden. Trotzdem sind die gefundenen Ergebnisse für ein verbessertes Design positiv, da die Betriebsbedingungen erfasst worden sind, die nach Möglichkeit nicht erreicht werden sollten.

Geschwindigkeitsabhängige Untersuchung

Zusätzlich soll an dieser Stelle noch kurz der Einfluss bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten überprüft werden. Die Geschwindigkeiten sind wie folgt: $v_i = 8, 10, 12, 14$ und 15 m/s. Es soll die Frequenz untersucht werden, mit der sich die Wirbel von der Abrisskante ablösen.

$$Sr = \frac{f L_{ref}}{v_i} \quad (2.48)$$

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

Bei zunehmender Anströmgeschwindigkeit nimmt nach der Formel (2.48) aus Kapitel 2 die Ablösefrequenz zu, somit nähert sich die erregende Frequenz der Eigenfrequenz der Schalldämpfer an. Die Anströmgeschwindigkeit wird nun variiert und die Frequenz und Wellenlänge einer einzelnen Schwingung bestimmt. Die Untersuchungen wurden nur an geschlossenen Schalldämpfern durchgeführt. Folgend sind die Bilder für den geschlossenen Schalldämpfer bei unterschiedlichen Anströmungsgeschwindigkeiten nach 8 kompletten Schwingungen dargestellt (Abbildung 5.33 a-e). Untersucht man die Konturen in Abb. 5.33 genauer so erkennt man, dass bei zunehmender Geschwindigkeit die Wirbellänge kleiner wird. Das bedeutet, die Ablösefrequenz steigt.

Tabelle 5.4: Geschwindigkeitsproportionale Ablösefrequenzen

Anströmgeschwindigkeit v_i in m/s	Wirbellänge in m	Ablösefrequenz Hz	Sr
8	0,5018	15,94	0,299
10	0,4036	24,78	0,372
12	0,3825	31,37	0,392
14	0,3375	41,48	0,444
15	0,33	45,45	0,455

BELVINS [6] ermittelt die Strouhalzahl im betrachteten Re-Bereich für Körper mit:

$$\frac{D}{L} > 8 \Rightarrow Sr = 0,2$$

Allerdings ändert sich die Strouhalzahl mit der Form oder dem Anstellwinkel drastisch. Damit ergibt sich folgende Feststellung: Die Strouhalzahl kann aufgrund der Bewegung nicht mehr als konstant = 0,2 angenommen werden. Da der Körper (die Kulisse) nicht allein stehend ist, sondern eine Anordnung mit komplexer Oberfläche der zusätzlich eine Bewegung ausführt (vergleichbar mit einem Anstellwinkel für den in der Strömung befindlichen Beobachter) darstellt, liegt das Ergebnis im Rahmen der Theorie. Es ergibt sich ein Bereich von $Sr = 0,3$ (8 m/s) bis $Sr = 0,455$ (15 m/s). Die Auswirkung ist ebenfalls aus den CFD Studien ersichtlich. An der Hinterkante von Reihe 2 lösen die Wirbel in deutlich höherer Frequenz ab. Die Frequenz kann somit aus der geänderten Sr-Zahl zurückgerechnet werden.

Aus der Tabelle kann man die Geschwindigkeiten und Ablösefrequenzen nun mit der Eigenfrequenz des Schalldämpfers aus Kapitel 2 vergleichen und somit eine Schlussfolgerung über dessen Betriebsbereich ziehen. Anströmgeschwindigkeiten zwischen 11 und 13 m/s sollten in jedem Fall vermieden werden, damit sowohl der starre Schalldämpfer wie auch ein schwingendes System nicht weiter angeregt werden kann.

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

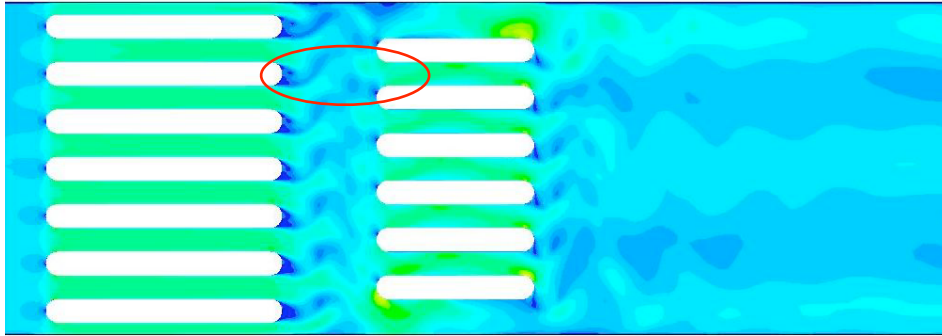
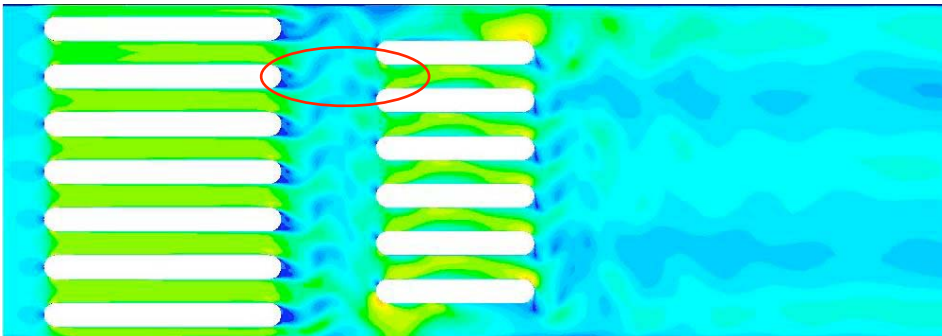
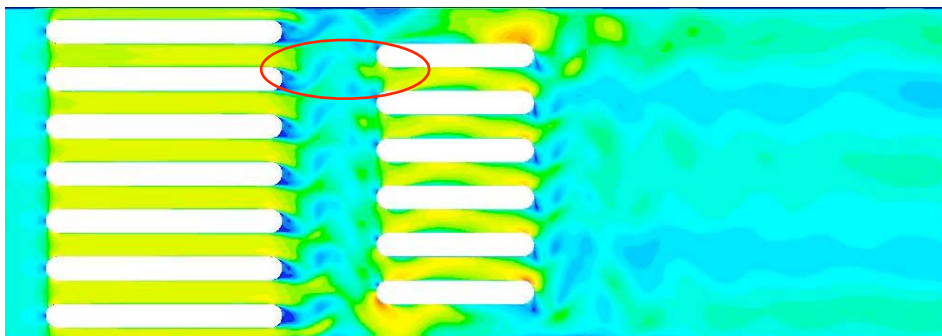


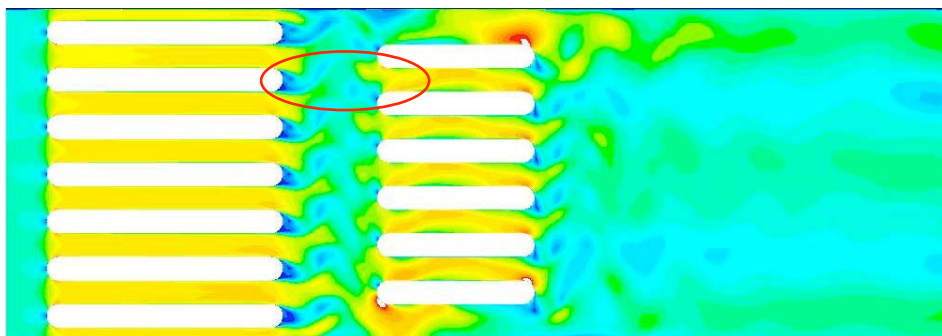
Abbildung 5.33a: Geschwindigkeitskontur bei $v_i = 8$ m/s



b: Geschwindigkeitskontur bei $v_i = 10$ m/s



c: Geschwindigkeitskontur bei $v_i = 12$ m/s



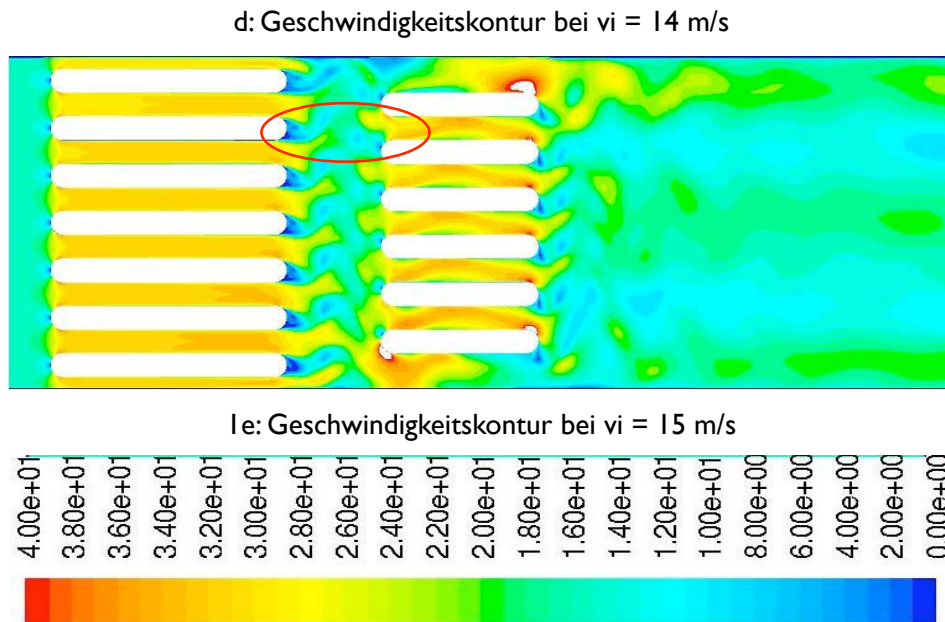


Abbildung 5.33 a-e: Wirbelablösung unter Einfluss variierender Geschwindigkeiten - stationäre Rechnung

Die erhöhten Frequenzen können nun ihrerseits Auswirkungen haben. So gibt es Installationen hinter der zweiten Schalldämpferstufe, die durch höhere Frequenzen angeregt werden können, als Beispiel wäre das Rohrgitter für die Hochdrucknebeleindüsung zu nennen. Im Rahmen dieser Arbeit soll die Auswirkung der Wirbelablösung allerdings nicht weiter behandelt werden, aber man erkennt zusätzlich die Wichtigkeit, Vibrationen an den Schalldämpferkulissen auszuschließen.

Am Ende der numerischen Untersuchungen sollen nun noch die Ergebnisse der stationären Berechnungen und die der instationären DYNM verglichen werden. Als Vergleichsbasis sind statische Verlustbeiwerte um die obere Kulisse der zweiten Reihe benutzt worden. Wie man in den folgenden Abbildungen 5.34 a, b und c erkennen kann, sind die Unterschiede marginal. Man merkt, dass es kaum Unterschiede gibt, sowohl bei den Druckverlusten zwischen den Schalldämpfern, als auch bei den statischen Drücken um den Schalldämpfer. Einzig auffälliger Punkt ist der Druckanstieg zwischen Position 6 und 7. Das resultiert aus der Vereinfachung des DYN-Modells, bei welchem die Wandausbuchtung in der zweiten Reihe weggelassen wurde. Gleiches gilt beispielhaft für 60 und 90 ppi.

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

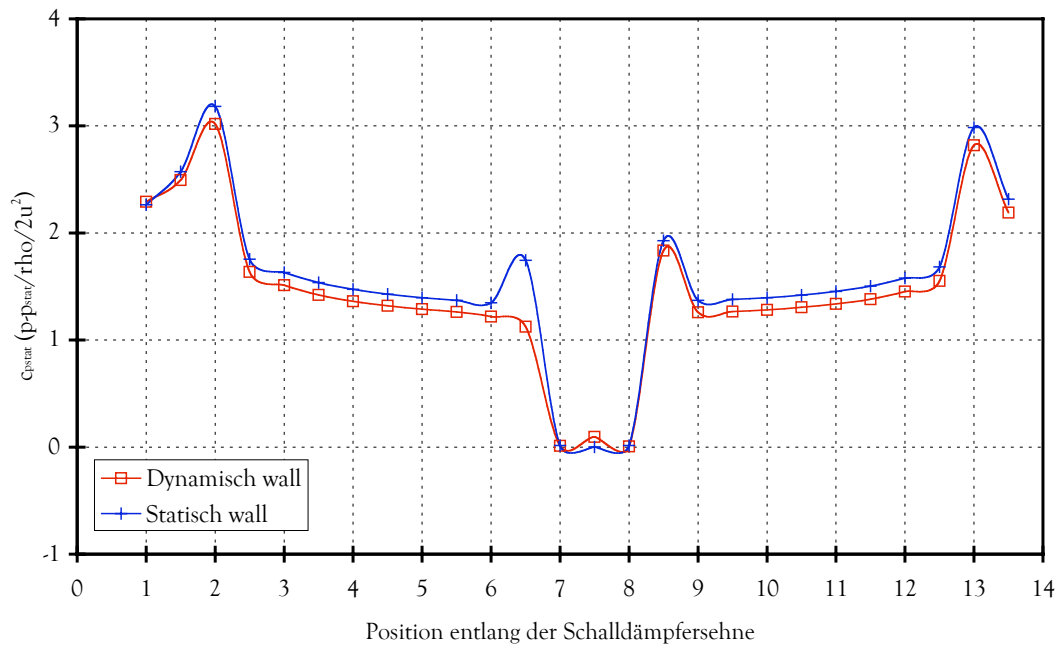


Abbildung 5.34 a: Vergleich des numerisch statisch und dynamisch gerechneten Wandmodells (zeitlich gemittelt)

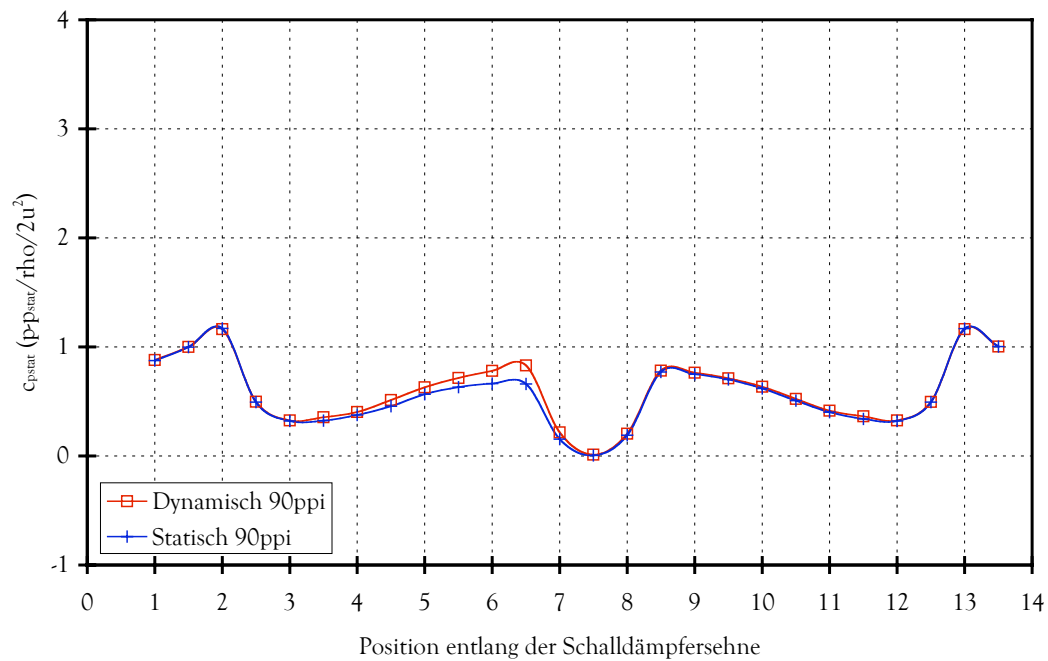


Abbildung 5.34b: Vergleich des numerisch statisch und dynamisch gerechneten porösen Modells mit 90 ppi

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

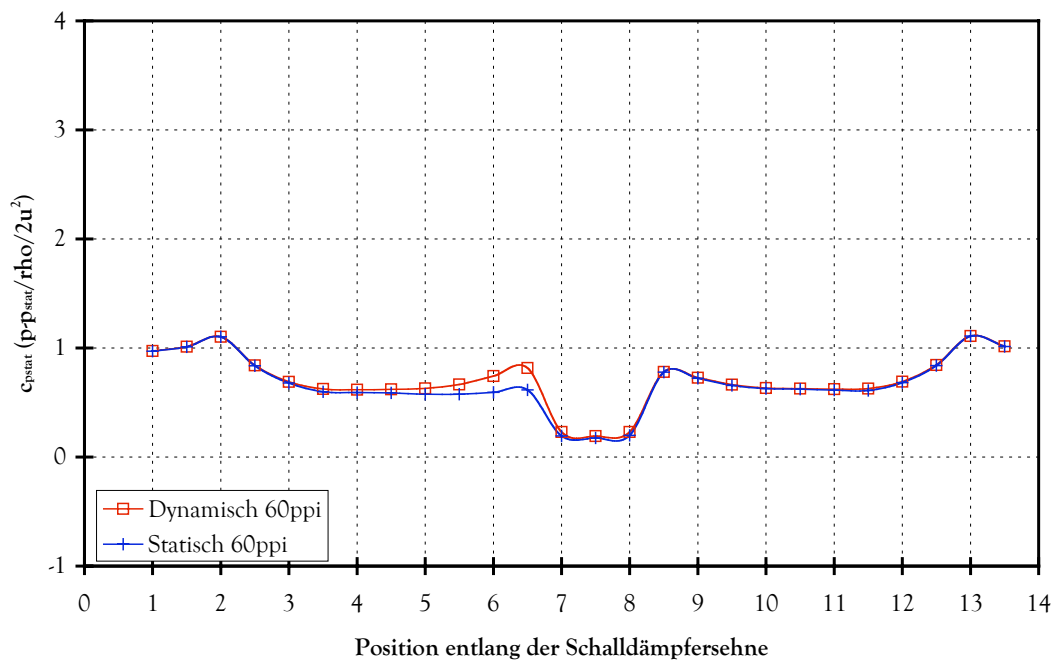


Abbildung 5.34b - c: Vergleich des numerisch statisch und dynamisch gerechneten porösen Modells mit 60ppi

Der Vergleich Messung - CFD zeigt, dass das Experiment am Ende doch höhere Verluste hat als die Numerik ergibt, trotz der Tatsache, dass die Koeffizienten des Modells aus den Experimenten stammen. Weiterhin ist interessant zu sehen, dass die Vibration in der zweiten Reihe geringere Verluste mit sich bringt als der statische Fall.

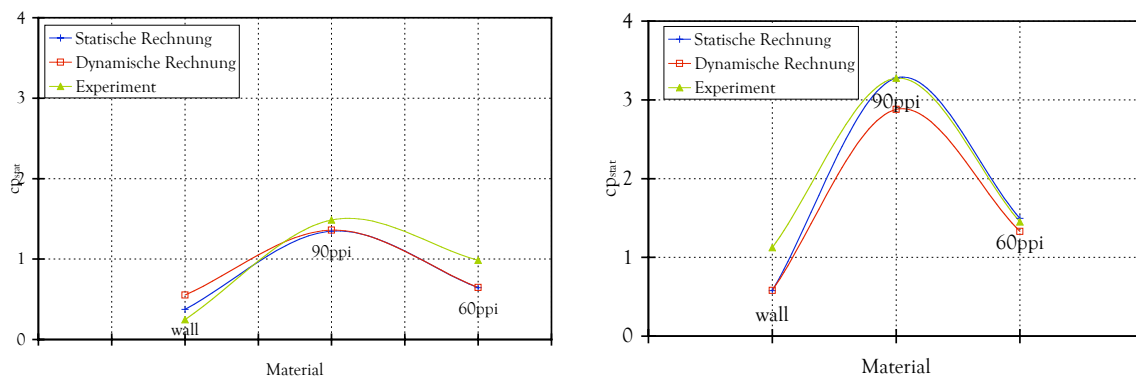


Abbildung 5.35 a - b: Konsistenz der statischen Verlustbeiwert-Verläufe: Vergleich Numerik/Experiment, SD-Reihe 1 (a), SD-Reihe 2 (b)

5.3 Ergebnisse der Schallmessungen

Die Schallmessungen dienen dazu, von den behandelten Materialien Kennwerte der Absorptionsfähigkeit in Bezug auf die absorbierte Gesamtschallleistung wie auch auf die Absorptionsfähigkeit für diskrete Frequenzen zu erhalten. Die Methodik wurde eingehend in Kapitel 2 und 4 erörtert.

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

Im folgenden sind die Ergebnisse der Einzeluntersuchungen als graphische Plots dargestellt. Nach Auslegung des Strömungskanal nach Mach'scher Ähnlichkeit, d.h. einem geometrischen Verhältnis von 1:10, wurde für die akustische Gleichförmigkeit eine konstante Helmholtzzahl vorausgesetzt (Kap 4.1.1).

$$He = \frac{L \cdot f}{c} = \frac{L}{\lambda} \quad (4.2)$$

Die zu messenden Frequenzen sind daher um den Faktor 10 größer, wenn es darum geht, diskrete Frequenzen abzubilden. Die am Kompressoreintritt erzeugten Frequenzen entsprechen in ihrer Form dem Spektrum in Abbildung 2.8. Erkennbar sind deutliche Spitzen bei der Drehklangfrequenz und ihren harmonischen Vielfachen (1250 Hz), ansonsten ähnelt das Spektrum einem Rauschen. Aus diesem Grund wurden die Untersuchungen mit drei unterschiedlichen Signalen durchgeführt: der Sinusschwingung der entsprechenden ersten harmonischen Frequenz, einem Sägezahnprofil mit der entsprechenden Frequenz und einem weißen Rauschen.

Der Sinus und das weiße Rauschen entsprechen dabei in Summe am ehesten dem Kompressorsignal. Das Signal wurde entsprechend den Möglichkeiten herkömmlicher Messtechnik gestaltet. Der dem Signalerzeuger nachgeschaltete Verstärker erzeugte ein Signal mit ca. 75dB Schallpegelleistung. Bei einer Verzehnfachung der Frequenz konnte man die erste harmonische Frequenz mit 12500 Hz noch gut erzeugen und aufnehmen, die zweite harmonische mit 25000 Hz konnte dagegen vom Lautsprechersystem bereits nicht mehr abgebildet werden. Auch das Mikrophon reichte nur standardmässig bis 20kHz. Um nicht nur die diskreten Frequenzen abzubilden wurde daher das Rauschsignal mit aufgenommen, da es dem gesamten Frequenzbereich entspricht und somit Fehler bei der Interpretation der materialabhängigen Absorption am ehesten ausgeschlossen werden konnten.

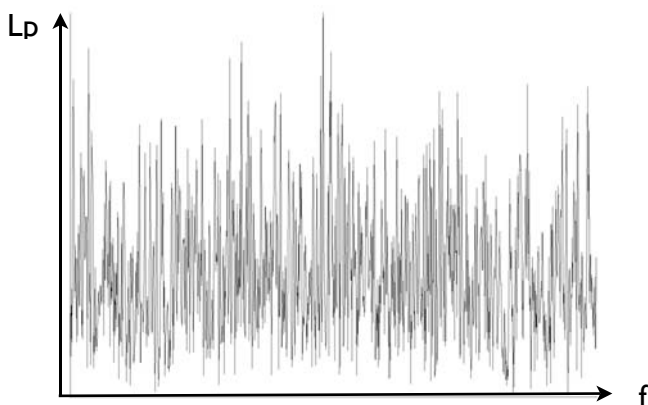


Abbildung 5.36: Signal - weißes Rauschen

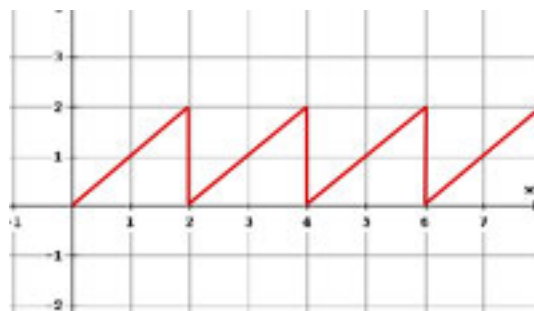


Abbildung 5.37: Signal - Sägezahnswingung

5.3.1 Einfluss der Porosität und des Eingangssignals

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

Die einzelnen Materialien wurden gemäß Abbildung 4.1 (Mitte) in den Versuchskanal eingesetzt. Gemessen wurde ohne Luftströmung, da es unmöglich war, die Geräuschemission des Verdichters der Versuchsanlage zu unterdrücken. Eine solche Messung benötigt einen speziellen Aufbau mit räumlicher Trennung von Versuchsstrecke und Lufterzeuger und einem sehr wirkungsvollen Schalldämpfer dazwischen. Die Ummantelung des Kanals und Dämmung der beiden Abschlussenden der Messstrecke gemäß [15] wurde mit dem ebenfalls zur Messung eingesetzten Illtec illsonic plano in einer Stärke von 50mm ausgeführt. Dieses Material besitzt ab 400 Hz durchgängig Absorptionsgrade von 1. So konnte von außen eingestrahelter oder innerhalb der Kabine reflektierter Schall ausgeschlossen werden.

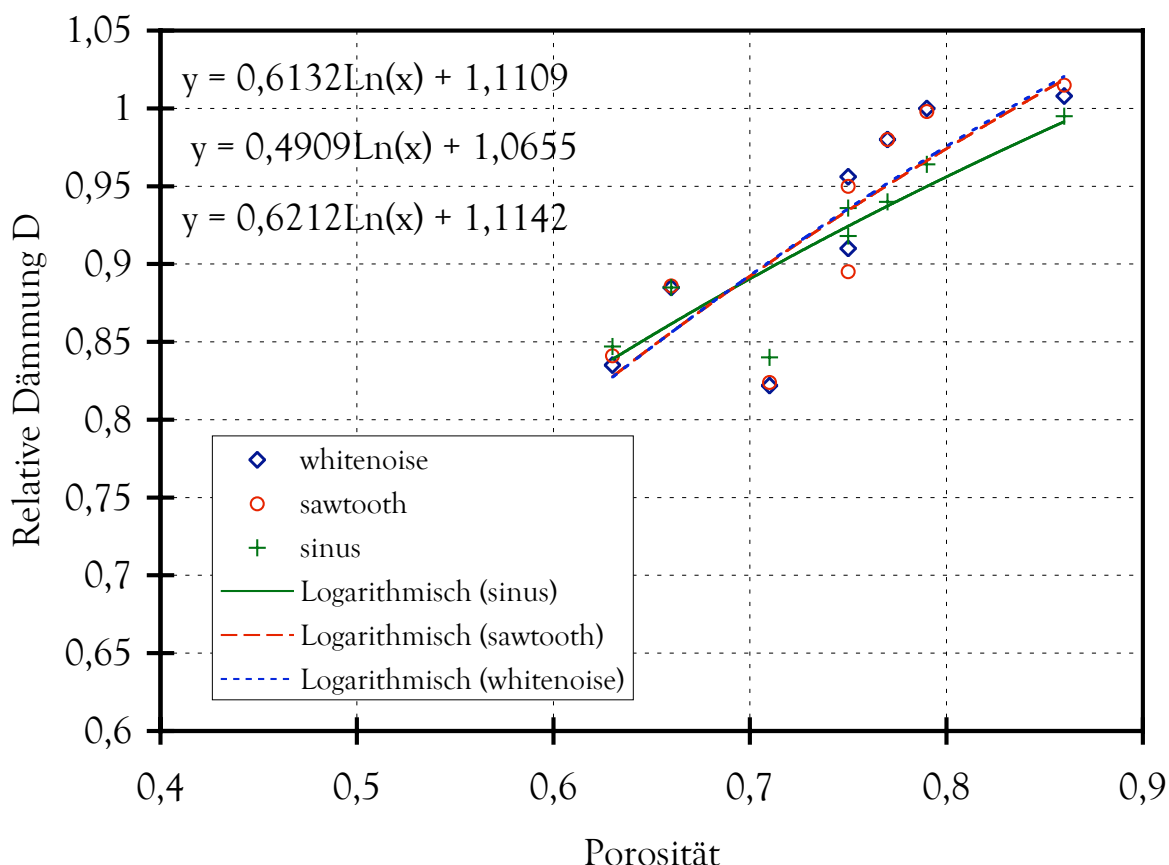


Abbildung 5.38: Oktavbandmessungen der relativen Dämmung D über verschiedene Signale

Die Messung des Oktavspektrums bezieht sich auf den abgegebenen Gesamtschallleistungspegel.

Ähnlich der Druckmessung zeigt obige Abbildung einen ähnlichen Verlauf über der Porosität. Die weniger dichten Stoffe sind die mit dem größeren Porenvolumen, also der größeren Porosität. Die Impedanz, was nichts anderes ist, als die Dämpfung eines Stoffes, hängt von seiner Dichte ab (Gleichung 2.43). Somit ist obige Abhängigkeit klar: Das Einfügedämmmaß (Gleichung 2.41) und damit die relative Dämmung D (Gleichung 2.41a), ergibt also die Pegelverminderung des Eingangssignals mit und ohne Absorber, nimmt bei steigender Porosität (d.h. mit zunehmender Dichte) ab. Die Dämmung ist für nichtharmonische Signale (Sägezahn und Rauschen) bei höheren Porositäten etwas geringer als bei der Sinusschwingung. Im allgemeinen ist aber ein Trend zu erkennen, welcher der Theorie entspricht. Das 80 ppi Material besitzt die besten Dämmeigenschaften, da das Material auch in der Handhabung die größte Dichte aufweist. Interessant ist allerdings die Absorptionsfähigkeit des illtec-Materials. Es besitzt eine relativ geringe Porosität auf der einen

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

Seite, allerdings ist das Raumgewicht niedriger als das des 90 ppi Materials, und des 80 ppi Materials. Eine Optimierung bezüglich der Dämmung würde aufgrund dieser Messung in Richtung dicht gepackter Materialien gehen.

5.3.2 Einfluss der Frequenz

Wie bereits erwähnt, ist die Geometrie skaliert, daher wurde eine Vergleichsmessung zwischen Originalfrequenz und der skalierten Frequenz durchgeführt. Das Eingangssignal liegt bei allen Messungen konstant bei 75dB Schallleistungspegel. Die Messergebnisse beziehen sich auf die Schallleistung der einzelnen Frequenzen.

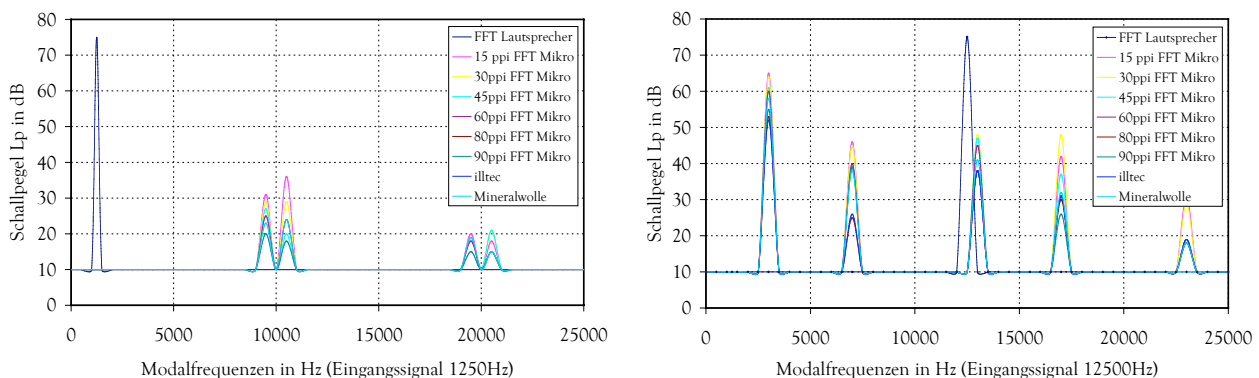


Abb. 5.39 a und b : FFT Berechnung der modalen Absorbtionsfrequenzen 1250Hz (a) und 12500Hz (b)

Die höhere Frequenz erzeugt deutlich mehr modale Vielfache durch stärkere Reflektion an den Kanaloberflächen. Hier sieht man auch ein typisches Problem der Schalldämpferauslegung: Hohe Frequenzen können aufgrund der kleineren Wellenlänge den Schalldämpfer einfacher durchstrahlen und werden stärker reflektiert. Die Ausbildung der tieferen Modalfrequenzen ist ebenfalls durch Reflektion zu erklären. In Abbildung 5.40 sind die FFT Berechnungen aus Abbildung 5.39 a-b auf das Einfügedämmmaß umgerechnet. Auch hierbei zeigt sich eine Abhängigkeit von der Stoffdichte bzw. Porosität. Die Stoffe 80, 90 ppi und Illtec zeigen eine deutlich bessere Absorption auch bei hohen Frequenzen.

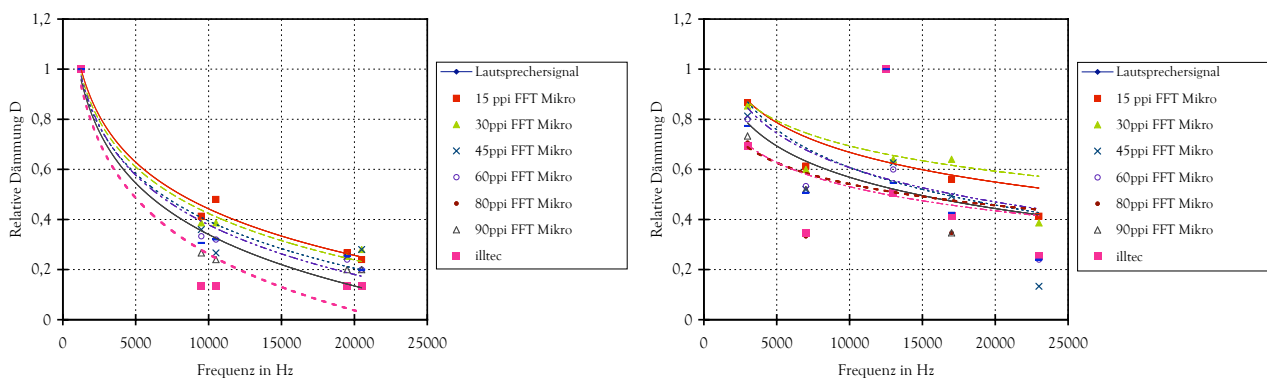


Abbildung 5.40 a und b: Funktionaler Zusammenhang der gemessenen modalen Absorbtionsfrequenzen zur Porosität bei 1250Hz (a) und 12,5kHz (b)

5.3.3 Einfluss von Feuchtigkeit

Ein entscheidender Faktor im Verhalten von gängigen Schalldämpfermaterialien ist der Feuchtigkeitseinfluss. Zum einen erhöht Wassereinschluss durch Kapillar- und Oberflächenkräfte die Dichte des Mediums, dadurch erhöht sich das Gesamtgewicht und da poröse Medien aus Mineralwolle oder Kunststoffschäum unter diesem Einfluss alles andere als formstabil sind, sinkt der Stoff in sich zusammen. Dies geschieht mehr oder minder stark, je nachdem wie die Fasern miteinander verbunden sind und wieviel Wasser aufgenommen werden kann. Der zweite Einfluss des Wassers besteht darin, dass das Material aufgrund der viel höheren Dichte und gänzlich anderen Oberflächenbeschaffenheit, die Energiedissipation nicht mehr wie im trockenen Zustand vollziehen kann. Luft kann nicht mehr eindringen, das Wasser wirkt wie ein Reflektor für den Luftschall. Wasserbeständigkeit ist eine der Grundvoraussetzungen der Eigenschaften von Gasturbinenschalldämpfern. Zur Luftfeuchtigkeit kommen noch leistungssteigernde Maßnahmen, wie z.B. Nebelindüsung hinzu, dadurch wird der Schalldämpfer hoher Feuchtigkeit ausgesetzt. Das Ergebnis einer Benässung von Schaumstoff (hier Melamin) und Mineralwolle zeigt Abbildung 5.41.

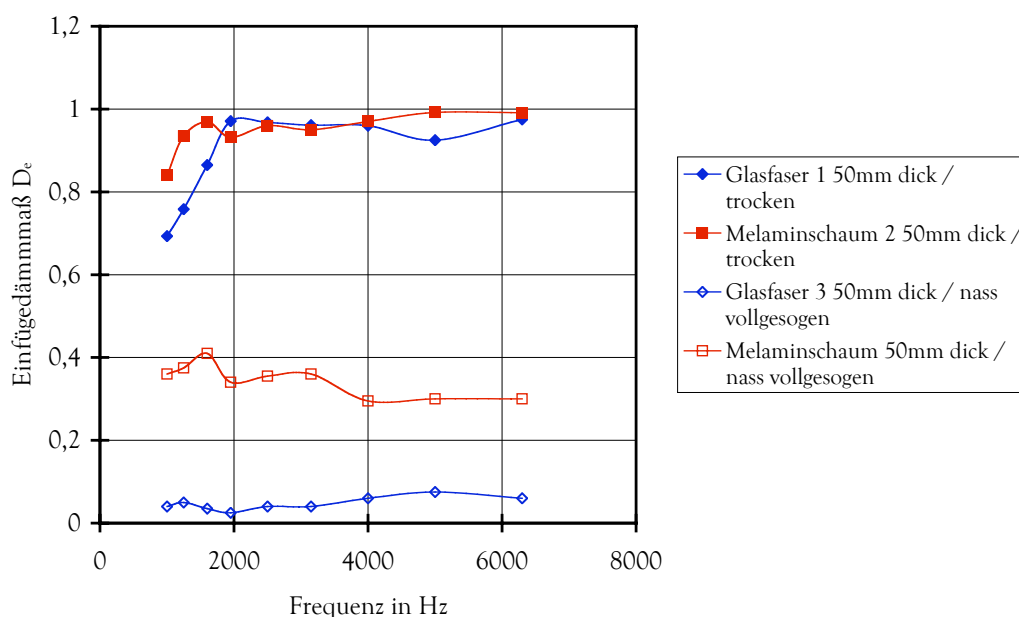


Abbildung 5.41: Schallabsorption unter Feuchtigkeitseinfluss

Mineralwolle gibt ihre schalldämmenden Eigenschaften fast vollständig ab, wobei man wohl von einem strukturellen Zusammenbruch sprechen kann. Der Einsatz dieses Materials in feuchter Umgebung ist also äußerst fragwürdig, da die Austrocknung durch „Wind“ an der Schalldämpferoberfläche durch Lochblech und Riesel-schutz stark eingeschränkt wird.

5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

Aus den Ergebnissen der einzelnen Messungen wird sofort klar, dass sich der Einfluss der Porosität gegenläufig auf das Verlustverhalten in der Strömung auswirkt. Ein poröses Material minimiert die Nachlaufdelle, indem es der Strömung gestattet mit einer gewissen Geschwindigkeit durch den Schalldämpfer zu migrieren. Die Nachlaufdellen, welche numerisch in Abbildung 5.10ff. dargestellt sind, wurden mit einem PIV Verfahren im Testkanal validiert. Hier war eine deutlichere Abhängigkeit zwischen Material und Ausprägung der Nachlaufdelle zu erkennen. Während der Schalldämpfer mit undurchlässiger Wand eine lange und deutlich zu erkennende Wirbelstraße nach sich zieht, die außerdem voll auf die zweite Reihe trifft, kommt dieses Merkmal bei 45 ppi schwächer vor. Sowohl die Amplitude als auch die Länge der Wirbel ist kleiner bzw. kürzer. Bei 15 ppi war ein Nachlauf kaum noch auszumachen.

Der Druckgradient direkt hinter der Kulisse fällt somit wesentlich geringer aus, als dies der Fall bei weniger porösen Materialien ist. Das wird deutlich aus der Messung in Abbildung 5.16. Gleichzeitig nimmt ebenfalls das Risiko eines alternierenden Aufbaus dynamischen Drucks ab, da die Verlustkoeffizienten quer zur Strömungsrichtung, welche in Messung 1, Kapitel 5.1 untersucht wurden, mit größerer Porosität geringer ausfallen. Somit kann die Strömung eher durch die Kulisse migrieren. Dieses Verhalten konnte in der numerischen Untersuchung bestätigt werden. In Abbildung 5.3 ist ein Eindringen der Strömung in den Schalldämpfer und entgegen zur Hauptströmungsrichtung zu erkennen. Gegenteilig wirkt sich die Porosität aus, wenn man den Druckverlust des gesamten Schalldämpferpaketes betrachtet und den Trägheitswiderstandsbeiwert sowie die Permeabilität entsprechend der Messung 2 (siehe Kapitel 5.1) über der Porosität aufträgt. Die Verknüpfung beider Ergebnisse müsste also eine Kulisse mit partiell gegensätzlichen Eigenschaften hervorbringen. Zusätzlich kontrovers wirkt sich die Forderung der Schallmessung aus. Die Impedanz eines Stoffes ist proportional zu seiner Dichte, die hier durch die Porosität ersetzt gesehen werden kann. Dichtere Stoffe mit kleinerer Porosität absorbieren mehr Schall - was durch die Messung bestätigt werden konnte. Die funktionalen Zusammenhänge können schematisch wie folgt zusammengefasst werden. Die jeweils schraffierten Bereiche sind für den realen Einsatz interessant.

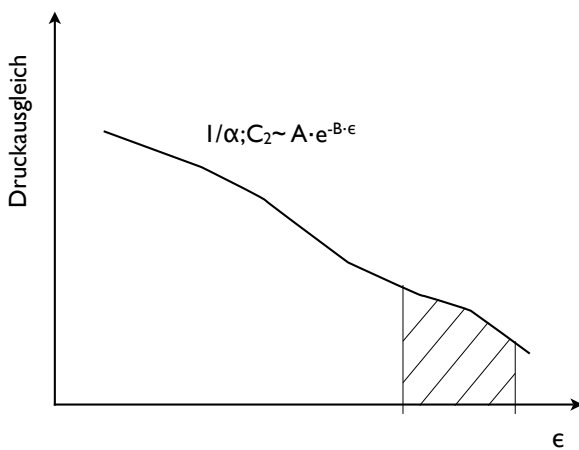


Abbildung 5.42: Fallunterscheidung Querverlust

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

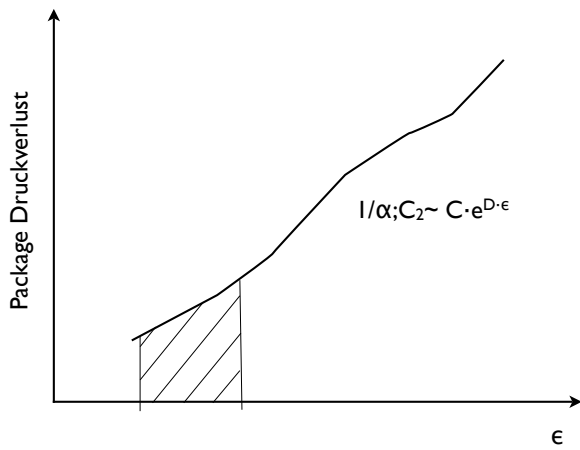


Abbildung 5.43: Fallunterscheidung Package Druckverlust

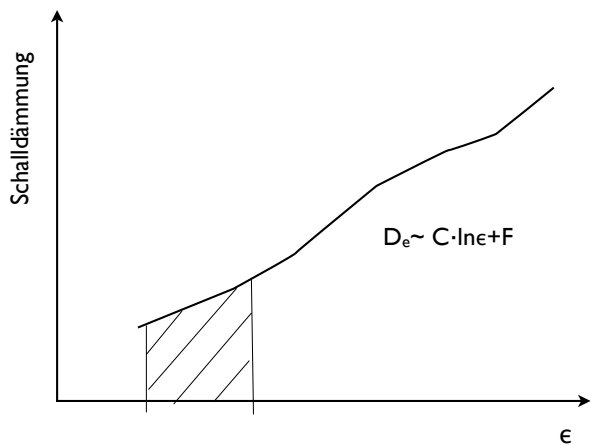


Abbildung 5.44: Fallunterscheidung Schalldämmung

An dieser Stelle muss also eine Fallunterscheidung gemacht werden um die aus den Untersuchungen hergeleiteten empirischen Zusammenhänge verknüpfen zu können.

1. Für den Druckausgleich zwischen den Schalldämpferreihen, normal zur Strömungsrichtung, ist ein Bereich mit möglichst grosser Porosität ϵ interessant:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\alpha_{DA}} &= f(\epsilon) \Rightarrow 200e^{-6,179\epsilon} \\ C2_{DA} &= f(\epsilon) \Rightarrow 11124e^{-4,819\epsilon} \end{aligned} \right\} \epsilon > \epsilon'_{krit} \quad (5.15; 5.16) \text{ aus Abbildung 5.5 c}$$

2. Der längenbezogene, also der Package-Druckverlust wird durch eine möglichst niedrige Porosität begünstigt, da dabei die Strömung weniger (verlustbehaftet) in das Material eindringt, sondern in die Zwischenkanäle gedrängt wird:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\alpha_{dp}} &= f(\epsilon) \Rightarrow 40977e^{6,212\epsilon} \\ C2_{dp} &= f(\epsilon) \Rightarrow 0,0215e^{7,572\epsilon} \end{aligned} \right\} \epsilon < \epsilon''_{krit} \quad (5.17; 5.18) \text{ aus Abbildung 5.8 c}$$

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

3. Eine gute Schalldämmung ist wiederum abhängig von geringer Porosität:

$$D_e = 0,613 \ln \varepsilon + 1,1109 \quad \varepsilon < \varepsilon_{krit}^m \quad (5.19) \text{ aus Abbildung 5.38}$$

Aus den Untersuchungen kann somit folgender Schluss gezogen werden: Das beste Resultat könnte erzielt werden, wenn die Füllung der Schalldämpferkulissen aus anisotropen Kunststoffschäumen bestehen würde oder der Schalldämpfer heterogen aufgebaut ist. Der Schalldämpfer müsste dazu großflächig aus dichtem, gut schallabsorbierendem Material mit niedrigem längsbezogenem Druckverlust bestehen, welches mit Kanälen aus offenporigem, hochporösem Material durchsetzt ist, die die einzelnen Kulissenzwischenräume miteinander verbinden. Zusätzlich sollte der in Strömungsrichtung hintere Bereich, z.B. zwischen $x/L = 0.8 - 1$, sowie die gesamte Hinterkante aus hochporösen Materialien bestehen (siehe Abb. 5.47).

So kann gewährleistet werden, daß:

1. durch das großflächig dichte Material die Schalldämmung groß sowie der Gesamtdruckverlust niedrig ausfällt
2. durch die porösen Zwischenräume und die Hinterkante ein Druckausgleich und eine flache bis nicht vorhandene Nachlaufdele erzeugt werden können.
3. bei Einsatz von Kunststoffschäumen eine deutlich verbesserte Feuchte- und Alterungsbeständigkeit gewährleistet ist.

Zur Überprüfung dieses Aufbaus wurde noch eine finale Rechnung gemacht, bei der Kanäle in die Kulisse eingebaut worden sind (siehe Abb. 5.45 und 5.46). In Abhängigkeit der Geschwindigkeit wurde eine Verminderung der Streckenlast (Flächenlast im 3-D Fall) bei grösser werdender Spaltbreite gefunden, was die oben gemachten Optimierungsvorschläge bestätigt.

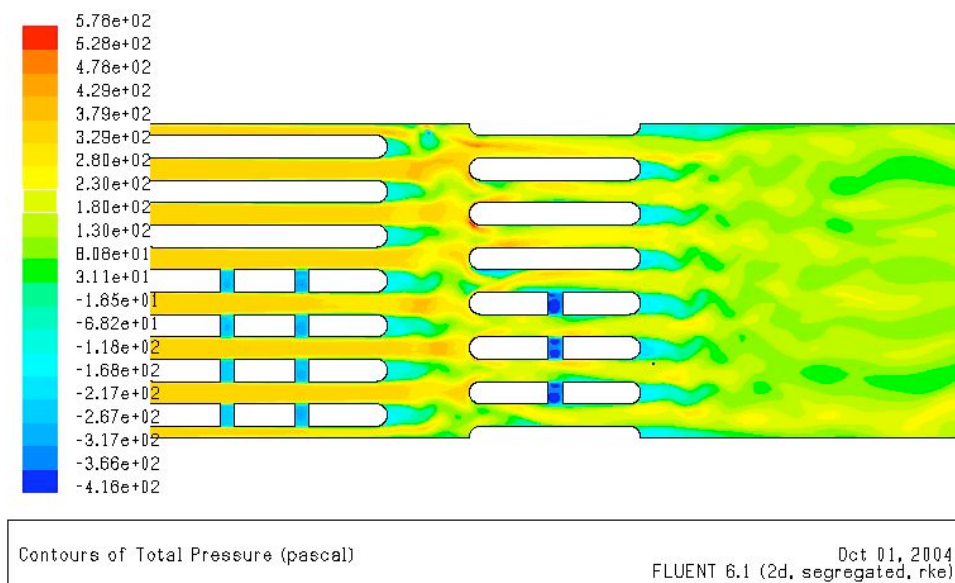


Abbildung 5.45: Numerisches Schalldämpfermodell mit Druckausgleichskanälen

5 Ergebnisse der Schalldämpferuntersuchungen

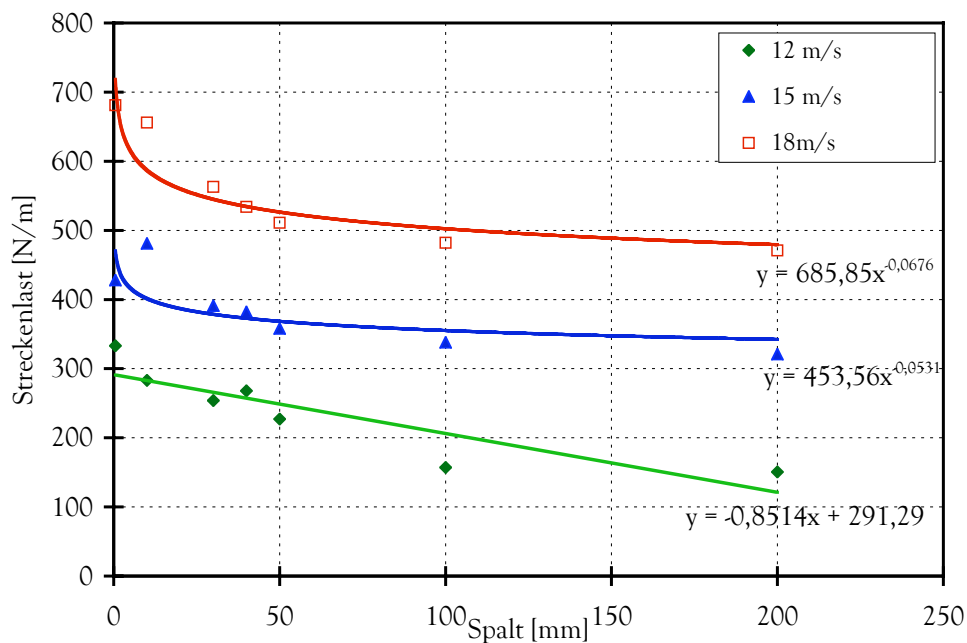


Abbildung 5.46: Streckenlast auf Silencer mit Zwischenkanälen unterschiedlicher Breite

Die hier gemachten Untersuchungen präzisieren und vertiefen die Ergebnisse des VDI Berichts 1682 [52] in dem bereits Vibrationserscheinungen an mehrstufigen Kulissenschalldämpfern analysiert worden sind (hierbei wurden allerdings nur die Vibrationen gemessen und Aufstellungsvarianten probiert und variiert um die entstehenden Vibrationen zu vermindern). Über die Auswahl der richtigen Füllstoffe und des inneren Aufbaus kann nun gewährleistet werden, dass Funktion und zeitliche Beständigkeit erhalten bleiben.

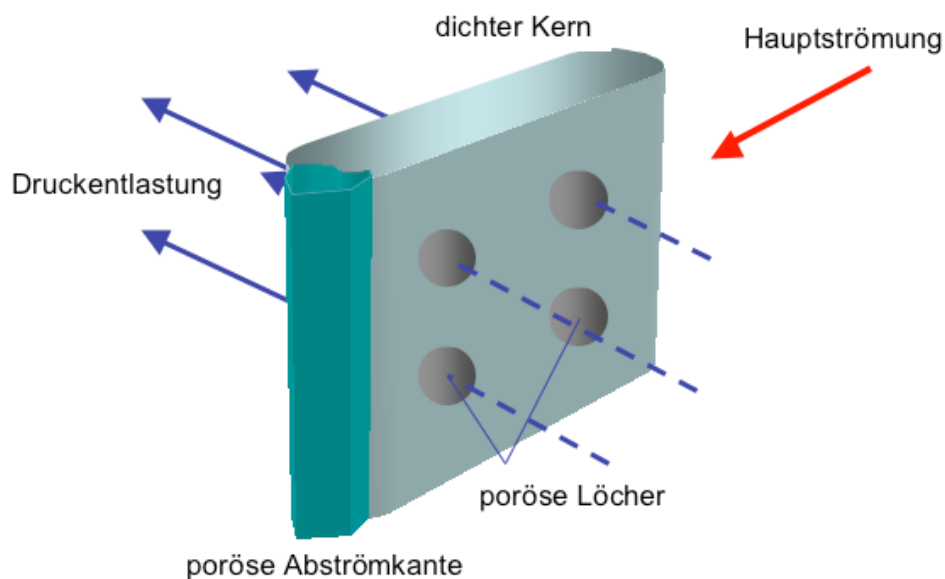


Abbildung 5.47:Vorschlag für einen optimalen Schalldämpfer